

明細書

車体運動実現方法及び装置

技術分野

本発明は、車体運動実現方法及び装置にかかり、特に、車両が所定の車体運動を実現する車体運動実現方法及び装置に関する。

従来の技術

特願2003-024177号明細書では、所望の車体発生力方向とヨーモーメントを実現するなかで、車体発生力を最大化する4輪独立操舵、独立制駆動制御を提示している。ここでは、各輪のタイヤと路面との間の路面摩擦係数 μ の利用률（以下、 μ 利用率という）は、一定としてタイヤ発生力方向を操作量と考えて μ 利用率を最小とする最適な制御則を導出している。

また、特開平11-348753号公報では、目標となるヨーモーメント、車両前後力、及び横力、各輪のスリップ率微小変化に対するヨーモーメント、車両前後力、及び横力の変化に基づいて目標となるヨーモーメントと車両前後力、横力を得るための各輪のスリップ率目標値を演算し、この目標値に基づく制動力制御を提案している。

発明が解決しようとする課題

上記特願2003-024177号の装置では、要求される車体発生力に比較してヨーモーメントは小さいと仮定し、各輪のタイヤ発生力方向は、車体発生力の方向に対し、 $\pm\pi/2$ 以内であるという仮定の下で所望の車体発生力と、路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数に基づき最適解を導出している。

しかし、低 μ 路などにおいてスピン発生抑制時などにおいては要求されるヨーモーメントは車体発生力に対し大きくなり、各輪のタイヤ発生力方向

が車体発生力方向に対し $\pm\pi/2$ 以内であるという特許文献1の装置の仮定の下では適切な解が導出できない。なお、上記特開平11-348753号公報における手法では各輪のスリップ率を求める制動力配分ロジックにおいて4行4列の逆行列を用いた最急降下法の演算を行っており、演算負荷が大きい。

本発明は、上記事実に鑑み成されたもので、車体発生力及びヨーモーメントの各々の大きさによらないで所定の車体運動を実現することの可能な車体運動実現方法及び装置を提供することを目的とする。

発明の開示

上記目的を達成するために第1の発明は、タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出したタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する車体運動実現方法であって、前記評価関数は、所望の車体発生力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数としている。

即ち、本発明は、タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出してタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する。

ここで、ヨーモーメントが車体発生力に比較して小さいと仮定し、所望の車体発生力と、路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数で、所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出しても、ヨーモーメントが車体発生力に比較して小さくない場合には、該タイヤ発生合力を用いても、所定の車体運動を適切に実現することはできない。

そこで、本発明は、本発明における評価関数を、所望の車体発生力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間

の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数を用いるようにしている。

このように、本発明は、車体発生力及びヨーモーメントの各々双方の大きさを含む評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所望の車体発生力及びヨーモーメントと大きさのバランスにかかわらず、所定の車体運動を適切に実現することができる。

また、所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束条件を線形化し、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出するようにしてもよい。このように、所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束条件を線形化すると、計算負荷を減らすことができる。

具体的には、例えば、前記車輪が前後合わせて4輪備えられた場合には、前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生力の2つの拘束条件及び評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、各輪のタイヤ発生力の方向を求める。

第2の発明の車体運動実現装置は、車両の状態量を検出する検出手段と、タイヤ発生力の方向を含む評価関数と、に基づいて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する算出手段と、前記算出手段により各輪毎に算出されたタイヤ発生力の方向、タイヤ発生力の方向の算出に利用した評価関数値、及び所望のヨーモーメント及び車体発生力に基づき演算される路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率に基づいて、各輪の操舵角及び各輪の制駆動力を制御する制御手段と、を備えている。本発明の車体運動実現装置は、上記と同様の作用・効果を奏するので、その説明を省略する。

なお、本発明の車体運動実現装置の算出手段は、上記と同様に、次のようにすることができる。即ち、所望のヨーモーメント及び車体発生力を拘束条件として、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する。この場合、所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束状態を線形化し、評

価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出するようにしてもよい。そして、例えば、前記車輪が前後合わせて4輪備えられた場合は、前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生力の2つの拘束条件と評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、タイヤ発生力の方向を算出してもよい。

図面の簡単な説明

図1は、左右2輪モデルにおける限界横力とヨーモーメントの関係を示す図である。

図2は、限界時の車体発生力とヨーモーメントの関係を示す図である。

図3は、車両モデルを示す図である。

図4は、車体発生力に対応した座標系を示す図である。

図5は、本実施の形態にかかる車体運動実現装置の概略構成図である。

図6は、車体運動実現方法を実現する車体運動実現プログラムを示したフローチャートである。

図7A～図7Dは、本実施の形態にかかる各輪発生力方向の演算結果を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面を参照して本発明の実施の形態の一例を詳細に説明する。

最初に、本実施の形態における車体発生力及びヨーモーメントの2乗和と、タイヤと路面との間の路面摩擦係数 μ の利用률 (μ 利用率)との比に相当する評価関数を用いてタイヤ発生合力の方向を算出する原理を説明する。

まず、限界走行時の車体発生力とヨーモーメントの関係を説明する。

従来、所望のヨーモーメントと車体発生力方向が与えられたときの車体発生力を最大化する制御則を導出しているが、車体発生力の大きさとヨーモーメントの間には、トレードオフの関係があり、大きなヨーモーメントを得る場合には、車体発生力が小さくなってしまふ。このため、限界を超える要求

が出された際には、車体発生力とヨーモーメントのどちらを優先させるべきかを勘案し、制御則導出口ロジックへの入力（所望の車体発生力とヨーモーメント）を調整する必要がある。ここでは、この調整に利用することを目的として車体発生力とヨーモーメント間のトレードオフの関係を近似的に導出する。

図1は、左右2輪で近似した車両運動モデルを表している。ここで、各輪の2輪間荷重移動を無視するとともに左右2輪とも摩擦限界の横力を出力していると仮定する。このとき、左右輪にそれぞれ大きさ u の制動力、駆動力を加えるとヨーモーメント M_z は、

【数1】

$$M_z = 2lu \quad (1)$$

となる。ただし、 l ：重心から各輪までの距離である。また、横力の合力 F は、

【数2】

$$F = 2\sqrt{\left(\frac{\mu mg}{2}\right)^2 - u^2} \quad (2)$$

となる。ただし、 μ ：路面摩擦係数、 m ：車両質量、 g ：重力加速度である。これらの関係から、

【数3】

$$\sqrt{(lF)^2 + M_z^2} = l\mu mg \quad (3)$$

が導かれる。(3)式は、荷重移動がないなどの仮定の下での議論であるが、車体発生力とヨーモーメント、および路面摩擦係数 μ の関係を記述したものであり、 l を重心と各輪位置の平均的な距離と考えることによって4輪に拡張して考えることも可能である。図2は、 $\mu=0.78$ 、 $l=1.5$ [m]としたときの(3)式の関係と荷重移動や摩擦円の荷重非線形性まで考慮した従来技術のロジック（車体発生力方向=0、 $\pi/4$ 、 $\pi/2$ 、ロール剛性配分=最適マップ利用）に基づいて導出した制御則を4輪の荷重移動や摩擦円における荷重非線形性まで考慮した詳細モデルに適用したときのヨーモーメントと最大化された車体発生

力の関係を示したものである。(3)式は、荷重移動がないなどの仮定の下で導出された関係であるが、荷重移動や摩擦円の荷重非線形性まで考慮した状態でも比較的良好な近似となっていることがわかる。

図3に示すように4輪で発生するタイヤ発生力の合力として車体に加えられる力の方向 θ と各輪の限界摩擦円の大きさ $F_{i\max}$ ($i=1$:左前輪、2:右前輪、3:左後輪、4:右後輪)が既知であると仮定し、所望のヨーモーメントと車体発生力を確保しつつ、各輪のグリップ余裕度を均等に最大化するための各輪タイヤ発生力の方向(発生合力方向と単輪発生力のなす角 q_i)を求める。このためにここでは、まず、所望のヨーモーメントと車体発生力を確保するという拘束条件のモデル化を行う。4輪のタイヤ発生力の合力の方向を x 軸、これに垂直な方向を y 軸とする座標変換を実施すると各タイヤの位置 $(x, y)=(a_i, b_i)$ は、

【数4】

$$a_1 = \frac{T_f}{2} \cos \theta - L_f \sin \theta \quad (4)$$

$$a_2 = -\frac{T_f}{2} \cos \theta - L_f \sin \theta \quad (5)$$

$$a_3 = \frac{T_r}{2} \cos \theta + L_r \sin \theta \quad (6)$$

$$a_4 = -\frac{T_r}{2} \cos \theta + L_r \sin \theta \quad (7)$$

$$b_1 = \frac{T_f}{2} \sin \theta + L_f \cos \theta \quad (8)$$

$$b_2 = -\frac{T_f}{2} \sin \theta + L_f \cos \theta \quad (9)$$

$$b_3 = \frac{T_r}{2} \sin \theta - L_r \cos \theta \quad (10)$$

$$b_4 = -\frac{T_r}{2} \sin \theta - L_r \cos \theta \quad (11)$$

と記述できる（図 4 参照）。ただし、 θ は直進加速時に 0 とし、反時計方向を正とする。また、現時点の車両重心周りで発生すべきヨーモーメントが M_{z0} 、車体発生力が F_0 、各輪の μ 利用率が γ とすると、各輪のタイヤ発生力の方向（発生合力方向と単輪発生力のなす角 q_i ：発生合力の方向に対し、反時計方向を正とする）には、以下の拘束条件が存在することになる。

【数 5】

$$\gamma F_{1\max} \sin q_1 + \gamma F_{2\max} \sin q_2 + \gamma F_{3\max} \sin q_3 + \gamma F_{4\max} \sin q_4 = 0 \quad (12)$$

$$\gamma F_{1\max} \cos q_1 + \gamma F_{2\max} \cos q_2 + \gamma F_{3\max} \cos q_3 + \gamma F_{4\max} \cos q_4 = F_0 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & -a_1 \gamma F_{1\max} \cos q_1 - a_2 \gamma F_{2\max} \cos q_2 - a_3 \gamma F_{3\max} \cos q_3 - a_4 \gamma F_{4\max} \cos q_4 \\ & + b_1 \gamma F_{1\max} \sin q_1 + b_2 \gamma F_{2\max} \sin q_2 + b_3 \gamma F_{3\max} \sin q_3 + b_4 \gamma F_{4\max} \sin q_4 = M_{z0} \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、(12)式は、

【数 6】

$$F_{1\max} \sin q_1 + F_{2\max} \sin q_2 + F_{3\max} \sin q_3 + F_{4\max} \sin q_4 = 0 \quad (15)$$

と記述でき、また、(13)、(14)式から γ を消去して整理すると、

【数 7】

$$\begin{aligned} & b_1 F_0 F_{1\max} \sin q_1 + b_2 F_0 F_{2\max} \sin q_2 + b_3 F_0 F_{3\max} \sin q_3 + b_4 F_0 F_{4\max} \sin q_4 \\ & - (a_1 F_0 + M_{z0}) F_{1\max} \cos q_1 - (a_2 F_0 + M_{z0}) F_{2\max} \cos q_2 \\ & - (a_3 F_0 + M_{z0}) F_{3\max} \cos q_3 - (a_4 F_0 + M_{z0}) F_{4\max} \cos q_4 = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

となることから、結局拘束条件は、(15)、(16)式のように記述される。

従来技術のように要求される車体発生力の大きさがヨーモーメントに比較して十分大きい場合、各輪のタイヤ発生力の方向は車体発生力方向に近く、 $-\pi/2 < q_i < \pi/2$ が成立していると考えられる。この場合には、グリップ余裕度の最大化問題、すなわち μ 利用率の最小化問題は、車体発生力の拘束条件である(13)式に基づいて、以下の評価関数（第 1 の評価関数）としての

【数 8】

$$J = \frac{F_0}{\gamma} = F_{1\max} \cos q_1 + F_{2\max} \cos q_2 + F_{3\max} \cos q_3 + F_{4\max} \cos q_4 \quad (17)$$

を最大化する $-\pi/2 < q_i < \pi/2$ を求める問題に置き換えることができる。
また、ヨーモーメント M_{z0} が車体発生力 F_0 に比べて十分に大きい場合には、
ヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて、以下の評価関数（第2
の評価関数）としての

【数 9】

$$\begin{aligned} J &= \frac{1}{\gamma} = -\frac{a_1 F_{1\max}}{M_{z0}} \cos q_1 - \frac{a_2 F_{2\max}}{M_{z0}} \cos q_2 - \frac{a_3 F_{3\max}}{M_{z0}} \cos q_3 - \frac{a_4 F_{4\max}}{M_{z0}} \cos q_4 \\ &\quad + \frac{b_1 F_{1\max}}{M_{z0}} \sin q_1 + \frac{b_2 F_{2\max}}{M_{z0}} \sin q_2 + \frac{b_3 F_{3\max}}{M_{z0}} \sin q_3 + \frac{b_4 F_{4\max}}{M_{z0}} \sin q_4 \\ &= \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \sqrt{\left(\frac{a_i}{M_{z0}}\right)^2 + \left(\frac{b_i}{M_{z0}}\right)^2} \cos(q_i - \alpha_i) \end{aligned} \quad (18)$$

ただし、

【数 10】

$$\alpha_i = -\tan^{-1} \frac{b_i}{a_i} \quad (19)$$

を最大化する $a_i - \pi/2 < q_i < a_i + \pi/2$ を求める問題に置き換えることができる。この条件は、各輪のタイヤ発生力方向が所望のヨーモーメントの方向と概ね一致していることを表している。このように、車体発生力の拘束条件である(13)式に基づいて評価関数を設定する場合とヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて評価関数を設定する場合では、求めるタイヤ発生力方向の探索領域が異なる。本実施の形態では、この性質に着眼し、両者の評価関数を組み合わせることによって所望の車体発生力とヨーモーメントの大きさのつりあいに適応した探索領域の設定を行う。

限界領域における車体発生力とヨーモーメントの関係は、(3)式で与えられる。このことから、評価関数（第3の評価関数）を

【数 11】

$$J = \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\gamma} \quad (20)$$

として、最大化を図ることによって、車体発生力とヨーモーメントの釣り合いをバランスよく評価できると考えられる。(13)、(14)式の関係から(20)式は、

【数 1 2】

$$\begin{aligned} J &= \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\gamma} = l^2 F_0 \frac{F_0}{\gamma} + M_{z0} \frac{M_{z0}}{\gamma} \\ &= \sum_{i=1}^4 l^2 F_0 F_{i\max} \cos q_i + \sum_{i=1}^4 F_{i\max} M_{z0} (-a_i \cos q_i + b_i \sin q_i) \\ &= \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cos q_i + b_i M_{z0} \sin q_i \} \end{aligned} \quad (21)$$

と記述できる。この問題は、擬似逆行列を繰り返し利用する手法によって解くことができる。まず、(15)式の拘束条件をテーラー展開すると

【数 1 3】

$$\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ \sin q_{i0} + (q_i - q_{i0}) \cos q_{i0} \} = 0$$

すなわち、

【数 1 4】

$$\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \cos q_{i0} \cdot q_i = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} \} \quad (22)$$

また、(16)式のテーラー展開は、

【数 1 5】

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^4 b_i F_0 F_{i\max} \{ \sin q_{i0} + (q_i - q_{i0}) \cos q_{i0} \} \\ &= \sum_{i=1}^4 (a_i F_0 + M_{z0}) F_{i\max} \{ \cos q_{i0} - (q_i - q_{i0}) \sin q_{i0} \} \end{aligned}$$

すなわち、

【数 1 6】

$$\begin{aligned}
& \sum_{i=1}^4 F_{i \max} \{b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0}\} \cdot q_i \\
& = \sum_{i=1}^4 F_{i \max} \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})\} \quad (23)
\end{aligned}$$

と記述される。ただし、 q_{i0} は、前ステップにおける q_i である。(21)式を 2 次のテーラー展開で近似した場合、

【数 1 7】

$$\begin{aligned}
J &= \sum_{i=1}^4 F_{i \max} \left[(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \left\{ \cos q_{i0} - \sin q_{i0} (q_i - q_{i0}) - \frac{\cos q_{i0}}{2} (q_i - q_{i0})^2 \right\} \right. \\
&+ b_i M_{z0} \left\{ \sin q_{i0} + \cos q_{i0} (q_i - q_{i0}) - \frac{\sin q_{i0}}{2} (q_i - q_{i0})^2 \right\} \left. \right] \\
&= \sum_{i=1}^4 F_{i \max} \left[-\frac{1}{2} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \} q_i^2 \right. \\
&+ \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0}) \} q_i \\
&+ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \cos q_{i0} + q_{i0} \sin q_{i0} \right\} \\
&+ b_i M_{z0} \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \sin q_{i0} - q_{i0} \cos q_{i0} \right\} \left. \right] \\
&= \sum_{i=1}^4 F_{i \max} \left[-\frac{1}{2} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \} (q_i - X_i)^2 + Y_i \right] \quad (24)
\end{aligned}$$

ただし、

【数 1 8】

$$X_i = \frac{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})}{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}$$

$$\begin{aligned}
Y_i = & \left(l^2 F_0 - a_i M_{z0} \right) \cdot \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \cos q_{i0} + q_{i0} \sin q_{i0} \right\} \\
& + b_i M_{z0} \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \sin q_{i0} - q_{i0} \cos q_{i0} \right\} \\
& + \frac{\left\{ \left(l^2 F_0 - a_i M_{z0} \right) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0}) \right\}^2}{2 \left(l^2 F_0 - a_i M_{z0} \right) \cdot \cos q_{i0} + 2 b_i M_{z0} \sin q_{i0}}
\end{aligned}$$

と記述できる。ここで、

【数 19】

$$(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} > 0 \quad (25)$$

とすると、

【数 20】

$$p_i = \sqrt{F_{i\max}} \left\{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \right\} \cdot (q_i - X_i) \quad (26)$$

という変数変換によって、(24)式の最大化の問題は、

【数 21】

$$K = \sum_{i=1}^4 p_i^2$$

の最小化問題となる。なお、(25)式の条件は、車体発生力の拘束条件である(13)式に基づいて評価関数を(17)式のように設定した場合の演算条件

【数 22】

$$\cos q_{i0} > 0$$

すなわち、

【数 23】

$$l^2 F_0 \cos q_{i0} > 0$$

とヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて評価関数を(18)式のように設定した場合の演算条件

【数 24】

$$\frac{a_i \cos q_{i0} - b_i \sin q_{i0}}{M_{z0}} < 0$$

すなわち、

【数 2 5】

$$M_{z0}(-a_i \cos q_{i0} + b_i \sin q_{i0}) > 0$$

の和となっており、車体発生力とヨーモーメントが同程度の大きさのときにも成立することが期待できる。このとき、(15)、(16)式を 1 次のテーラー展開した(22)、(23)式は、

【数 2 6】

$$q_i = \frac{1}{\sqrt{F_{i\max} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \}}} \cdot p_i + X_i \quad (27)$$

の関係から

【数 2 7】

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cos q_{i0}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}} \cdot p_i \\ = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0} \} \quad (28) \\ \sum_{i=1}^4 \frac{\sqrt{F_{i\max}} \{ b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0} \}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}} \cdot p_i \\ = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}) \\ + (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0} - X_i \sin q_{i0}) \} \quad (29) \end{aligned}$$

と記述できる。したがって、(22)、(23)式を満足し、(24)式を最大化する、すなわち μ 利用率 γ を最小化する q_i は、次式の漸化式を繰り返し演算することによって求めることができる。

【数 2 8】

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} = \text{diag}[D_1 \quad D_2 \quad D_3 \quad D_4] \cdot \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} & E_{14} \\ E_{21} & E_{22} & E_{23} & E_{24} \end{bmatrix}^+ \cdot \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} \quad (30)$$

ただし、

$$D_i = \frac{1}{\sqrt{F_{i\max} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \}}}$$

$$E_{1i} = \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cos q_{i0}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}}$$

$$E_{2i} = \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cdot \{ b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0} \}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}}$$

$$G_1 = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0} \}$$

$$G_2 = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}) \\ + (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0} - X_i \sin q_{i0}) \}$$

なお、 E^+ は E の擬似逆行列を表しており、 E が行フルランクと仮定すると、

【数 2 9】

$$E^+ = E^T \cdot (E \cdot E^T)^{-1}$$

として求めることができる。(30)式の演算は、擬似逆行列の演算が拘束条件を満たしかつユークリッドノルム

【数 3 0】

$$K = \sum_{i=1}^4 P_i^2$$

を最小化する解 P_i を導出するという性質を利用したものである。

次に、本実施の形態の具体的構成を説明する。

図 5 は、本実施の形態の車体運動実現方法を実現する車体運動実現装置が示されている。10 FL 及び 10 FR はそれぞれ車両 12 の左右の前輪を示し、10 RL 及び 10 RR はそれぞれ車両の駆動輪である左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪 10 FL 及び 10 FR は運転者によるステアリングホイール 14 の転舵に応答して駆動されるラック・アンド・ピニオン式のパワーステアリング装置 16 によりタイロッド 18 L 及び

18R を介して操舵される。

各車輪の制動力は制動装置20の油圧回路22によりホイールシリンダ24FR、24FL、24RR、24RLの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路22はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル26の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ28により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電気式制御装置30により制御される。

車輪10FR～10RLにはそれぞれ車輪速度 V_{wi} ($i = fr$ (前右輪)、 fl (前左輪)、 rr (後右輪)、 rl (後左輪))を検出する車輪速度センサ32FR、32FL、32RR、32RLが設けられ、ステアリングホイール14が連結されたステアリングコラムには操舵角 ϕ を検出する操舵角センサ34が設けられている。また車輻12にはそれぞれ車輻のヨーレート r を検出するヨーレートセンサ36、前後加速度 G_x を検出する前後加速度センサ38、横加速度 G_y を検出する横加速度センサ40、車速 V を検出する車速センサ42が設けられている。尚操舵角センサ34、ヨーレートセンサ36及び横加速度センサ40は車輻の左旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、ヨーレート及び横加速度を検出する。

図示の如く、車輪速度センサ32FR～32RLにより検出された車輪速度 V_{wi} を示す信号、操舵角センサ34により検出された操舵角 ϕ を示す信号、ヨーレートセンサ36により検出されたヨーレート r を示す信号、前後加速度センサ38により検出された前後加速度 G_x を示す信号、横加速度センサ40により検出された横加速度 G_y を示す信号、車速センサ42により検出された車速 V を示す信号は電気式制御装置30に入力される。尚図には詳細に示されていないが、電気式制御装置30は例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。なお、ROMには、車体運動実現方法を実現するための車体運動実現プログラムが記憶

されている。

次に、本実施の形態の作用を、図 6 に示す車体運動実現プログラムのフローチャートを参照して説明する。

ステップ 102 で、上記各種センサにより検出された各種の車体の状態量を取り込む。

ステップ 104 で、各輪を識別する変数 i を初期化し、ステップ 106 で、変数 i を 1 インクリメントする。

ステップ 108 で、変数 i で識別される車輪についての最大摩擦力 F_{imax} を演算する。

ステップ 110 で、変数 i が車輪の総数 i_0 (本実施の形態では 4) に等しいか否かを判断する。変数 i が車輪の総数 i_0 に等しくないと判断された場合には、最大摩擦力 F_{imax} が演算されていない車輪があるので、ステップ 106 に戻り、以上の処理 (ステップ 108) を実行する。

一方、変数 i が車輪の総数 i_0 に等しいと判断された場合には、最大摩擦力 F_{imax} が演算されていない車輪がないので、ステップ 112 で、上記演算して得られた最大摩擦力 F_{imax} 及びその他の物理量を用いて、(30) 式に示す関数を定義する。ステップ 114 で、関数 ((30) 式) を用いて、各輪のタイヤ発生力の方向 (q_i) を演算し、ステップ 116 で、演算された各輪のタイヤ発生力の方向等を用いて、各輪の制駆動力、舵角を求め、ステップ 118 で、求めた各輪の制駆動力、舵角に基づいて、各輪を制御する。

以上説明したように本実施の形態によれば、車体発生力及びヨーモーメントの各々の大きさによらない評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所定の車体運動を適切に実現することができる。

また、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生力を拘束条件として、タイヤ発生合力の方向を求めているので、前記所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現でき、所定の車体運動を精度よく得ることができる。

更に、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束条件を線形化して、前後摩擦係数利用率を最小化しているので、計算負荷を減らすことができる。

なお、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出しているが、これは、所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するという拘束条件のもとで、各輪のグリップ余裕度を均等に最大化する、すなわち μ 利用率を最小化するものでもある。

以上説明した実施の形態では、単純に擬似逆行列を繰り返し演算しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、ペナルティ関数を用いるようにしてもよい。

最大化すべき評価関数 $J(q)$ と拘束条件の偏差に関する評価を併せたペナルティ関数

【数 3 1】

$$P(q) = \frac{1}{J(q)} + \rho (|J_{Fy}(q)| + |J_{FMz}(q)|) \quad (31)$$

を定義する。ただし、 $J_{Fy}(q)$ は、(15)式の左辺、 $J_{FMz}(q)$ は、(16)式の左辺、 ρ は正の数である。ここで、(30)式の解 q と前ステップの探索点 q_0 に関するペナルティ関数を演算し、 $p(q) < P(q_0)$ であれば、 $q = q_0$ として(30)式の漸化式を再び演算する。また、 $p(q) > P(q_0)$ であれば、

【数 3 2】

$$\tilde{q} = (q + q_0) / 2$$

を次の探索点候補と考え、

【数 3 3】

$$\tilde{q}$$

に関するペナルティ関数を演算する。

ここで、

【数 3 4】

$$P(\tilde{q}) < P(q)$$

であれば、

【数 3 5】

$$q_0 = \tilde{q}$$

として(30)式の漸化式を再び演算する。また、

【数 3 6】

$$P(\tilde{q}) > P(q)$$

であれば

【数 3 7】

$$P(\tilde{q}) < P(q)$$

を満たすまで

【数 3 8】

$$\tilde{q} = (\tilde{q} + q_0)/2$$

を繰り返し、常にペナルティ関数を減少させるステップを進め、漸化式の収束を図る。

この漸化式の収束($q_i = q_{i0}$)は、(15)、(16)式を q_{i0} 周りで線形化した代数方程式(22)、(23)式を満たし、かつ(21)式を q_{i0} 周りで近似した(24)式を最大化する q_i が $q_i = q_{i0}$ となることを意味している。(22)、(23)式において、 $q_i = q_{i0}$ とすると

【数 3 9】

$$F_{1\max} \sin q_{10} + F_{2\max} \sin q_{20} + F_{3\max} \sin q_{30} + F_{4\max} \sin q_{40} = 0 \quad (32)$$

$$\begin{aligned} & b_1 F_0 F_{1\max} \sin q_{10} + b_2 F_0 F_{2\max} \sin q_{20} + b_3 F_0 F_{3\max} \sin q_{30} + b_4 F_0 F_{4\max} \sin q_{40} \\ & - (a_1 F_0 + M_{z0}) F_{1\max} \cos q_{10} - (a_2 F_0 + M_{z0}) F_{2\max} \cos q_{20} \\ & - (a_3 F_0 + M_{z0}) F_{3\max} \cos q_{30} - (a_4 F_0 + M_{z0}) F_{4\max} \cos q_{40} = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

となることから、 q_{i0} は(15)、(16)式を満たし、かつ(21)式の評価関数を極大化する局所最適解となっていることがわかる。

なお、 μ 利用率 γ は、こうして導出された q_i から

【数 4 0】

$$\gamma = \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cos q_i + b_i M_{z0} \sin q_i \}} \quad (34)$$

に基づき演算される。

ところで、(30)式のロジックは、(25)式が成立する領域内で解くことができることから、漸化式の初期値もこの領域内の値に設定しておく必要がある。この(25)式は、

【数 4 1】

$$\begin{aligned} & (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \\ & = \sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0})^2 + (b_i M_{z0})^2} \cdot \cos(q_{i0} - \alpha_i) > 0 \end{aligned} \quad (35)$$

ただし、

【数 4 2】

$$\alpha_i = \tan^{-1} \frac{b_i M_{z0}}{l^2 F_0 - a_i M_{z0}} \quad (36)$$

と記述することができることから、

【数 4 3】

$$q_{i0} = \alpha_i = \tan^{-1} \frac{b_i M_{z0}}{l^2 F_0 - a_i M_{z0}} \quad (37)$$

を(30)式の初期値とすることが考えられる。この角度は、各輪のタイヤ発生力を車体発生力方向に

【数 4 4】

$$F_{F0} = \frac{F_0}{4} \quad (38)$$

また、ヨーモーメント方向に

【数 4 5】

$$F_{Mz0} = \frac{M_{z0}}{4l} \quad (39)$$

発生させて、所望の車体発生力とヨーモーメントを得るときの各輪タイヤ発

生力方向を表している。

また、(34)式に基づく演算で、 μ 利用率 γ が1以上の値となった場合には、現時点のタイヤ発生力特性の下では、目標車体発生力とヨーモーメントを達成できないことを表している。このとき、(30)式によって演算されたタイヤ発生力方向を限界摩擦円の大きさで実現すると、 F_0/γ の車体発生力と M_{z0}/γ のヨーモーメントが得られることになる。これは、車体発生力とヨーモーメントの目標値が達成できない場合、ともに達成できる値まで均等に小さくすることを意味している。

図7A～図7Dは、演算の一例として車体発生力方向が $\pi/2$ のときに、(30)式に基づいて各輪の発生力方向を求めた結果である。なお、ここでは、 $l=1.5\text{m}$ として、(30)式の漸化式を解いている。図7Aに示す場合、即ち、目標車体発生力が目標ヨーモーメントに比較して大きく ($F_0=1000[\text{N}]$ 、 $M_{z0}=1000[\text{Nm}]$)、各輪の μ 利用率 γ が0.6585の場合や、また、図7Bに示す場合、即ち、目標ヨーモーメントが目標車体発生力に比較して大きく ($F_0=1000[\text{N}]$ 、 $M_{z0}=10000[\text{Nm}]$)、各輪の μ 利用率 γ が0.4218の場合は、ともに適切な解を求めることができていくことがわかる。なお、図7A及び図7Bに示す場合は、 $(l^2F_0 - a_j M_{z0})\cos q_{i0} + b_i M_{z0}\sin q_{i0} > 0$ である。また、図7C及び図7dに示す場合、即ち、目標車体発生力とヨーモーメントの値を何れも大きく設定した場合 ($F_0=10000[\text{N}]$ 、 $M_{z0}=\pm 10000[\text{Nm}]$ (図7Cに示す場合は $M_{z0}=10000[\text{Nm}]$ 、図7dに示す場合は $M_{z0}=-10000[\text{Nm}]$)) にも、適切に解が演算されていることがわかる。また、最適解の探索領域に相当する(31)式が成立する領域を図7中の点で示された領域で表示しているが、この領域は、要求される車体発生力とヨーモーメントの大きさに応じて適切に変化している。この結果から、各輪の発生力方向を求めるロジックは、車体発生力とヨーモーメントの大きさに基づいて切り替える必要はなく、常に(30)式を利用して演算できることがわかる。

発明の効果

以上説明したように本発明によれば、車体発生力及びヨーモーメントの双方の大きさを含む評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所望の車体発生力及びヨーモーメントの大きさのバランスに関わらず所定の車体運動を適切に実現することができる、という効果がある。

請求の範囲

1. タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出したタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する車体運動実現方法であって、

前記評価関数は、所望の車体発生力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数であることを特徴とする車体運動実現方法。

2. 所望のヨーモーメント及び車体発生力を拘束条件として、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する請求項1に記載の車体運動実現方法。

3. 所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束条件を線形化し、前記評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する請求項2に記載の車体運動実現方法。

4. 前記車輪が前後合わせて4輪備えられ、

前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生力の2つの拘束条件と評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、各輪のタイヤ発生力の方向を算出する、請求項3に記載の車体運動実現方法。

5. 車両の状態量を検出する検出手段と、タイヤ発生力の方向を含む評価関数と、に基づいて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する算出手段と、

前記算出手段により各輪毎に算出されたタイヤ発生力の方向、タイヤ発生力の方向の算出に利用した評価関数値、及び所望のヨーモーメント及び車体発生力に基づき演算される路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率に基づいて、各輪の操舵角及び各輪の制駆動力を制御する制御手段と、

を備えた車体運動実現装置。

図1

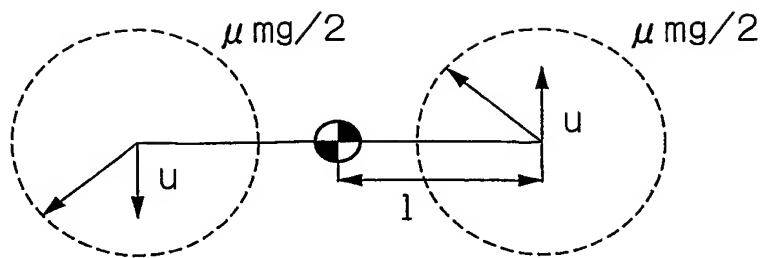


図2

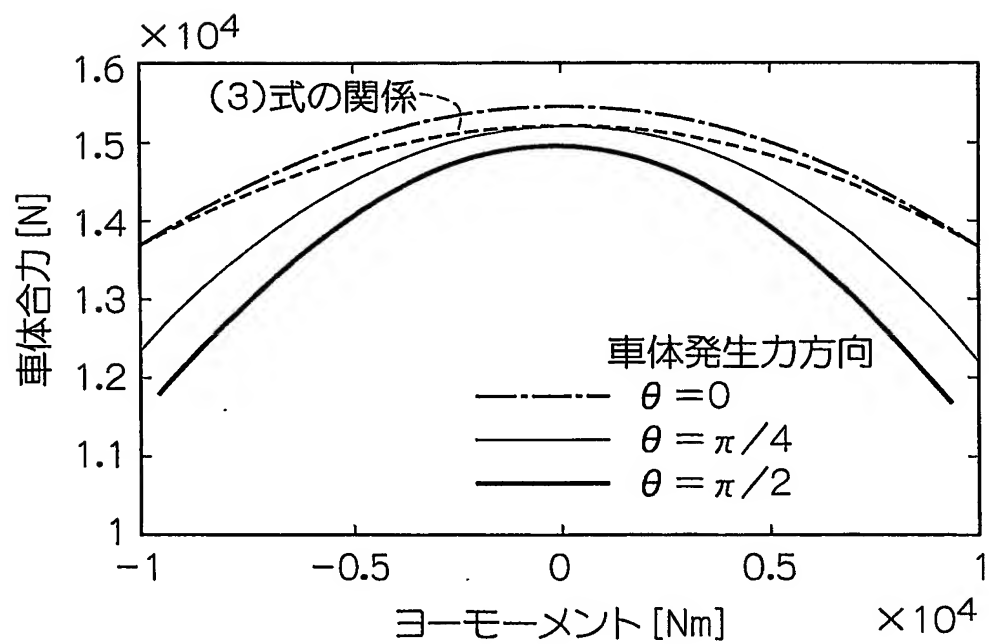


図3

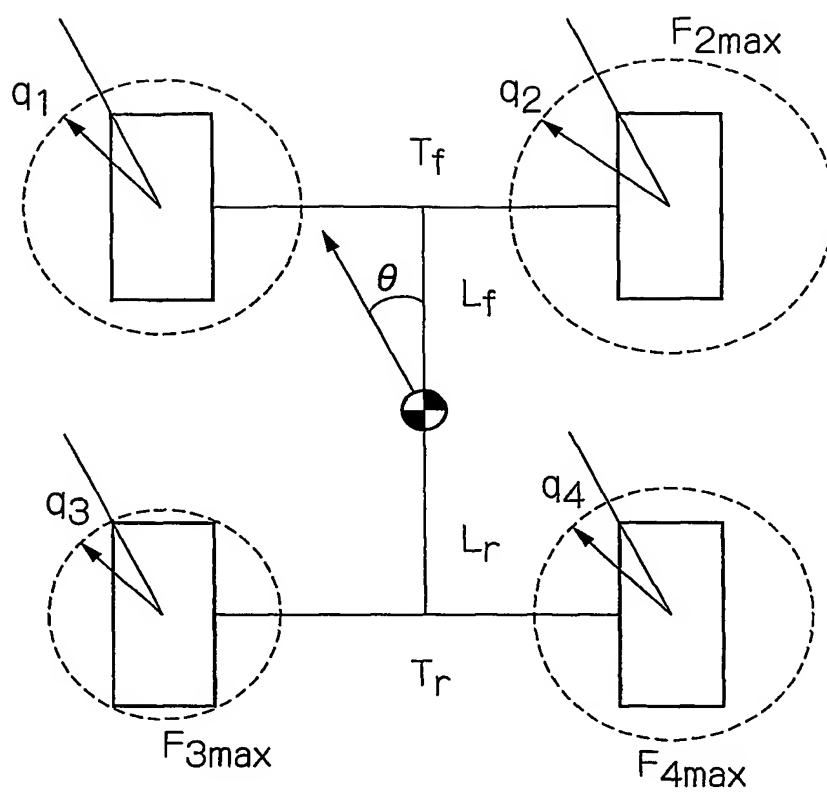


図4

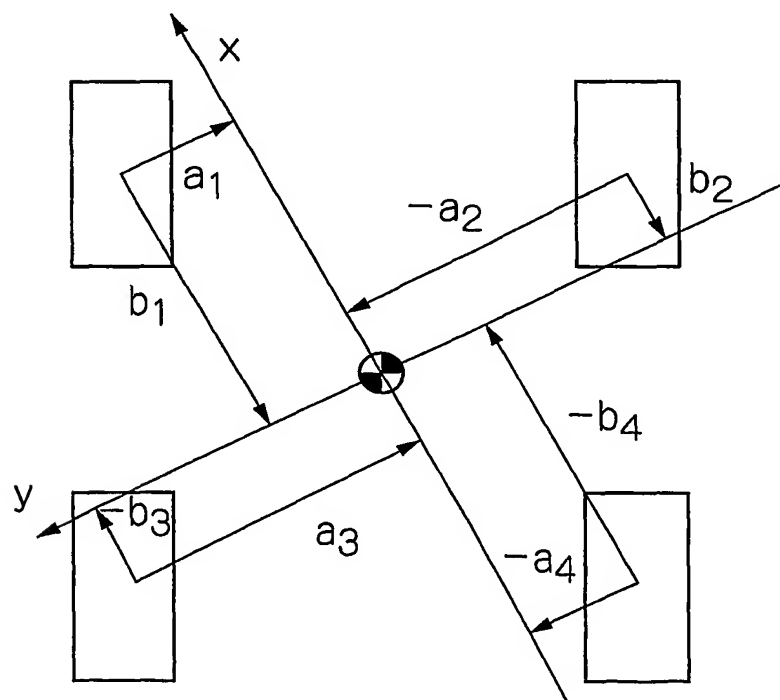


図5

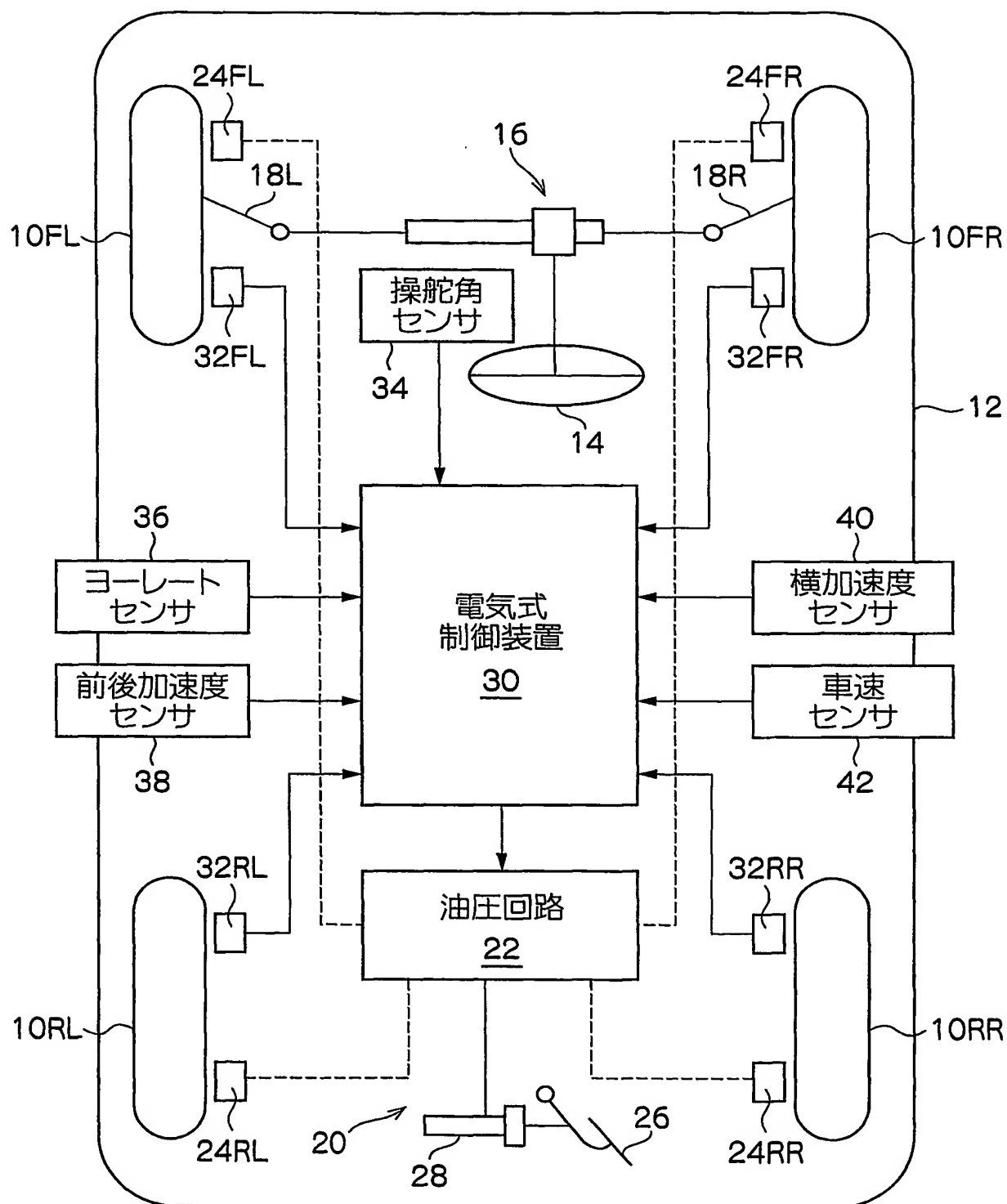
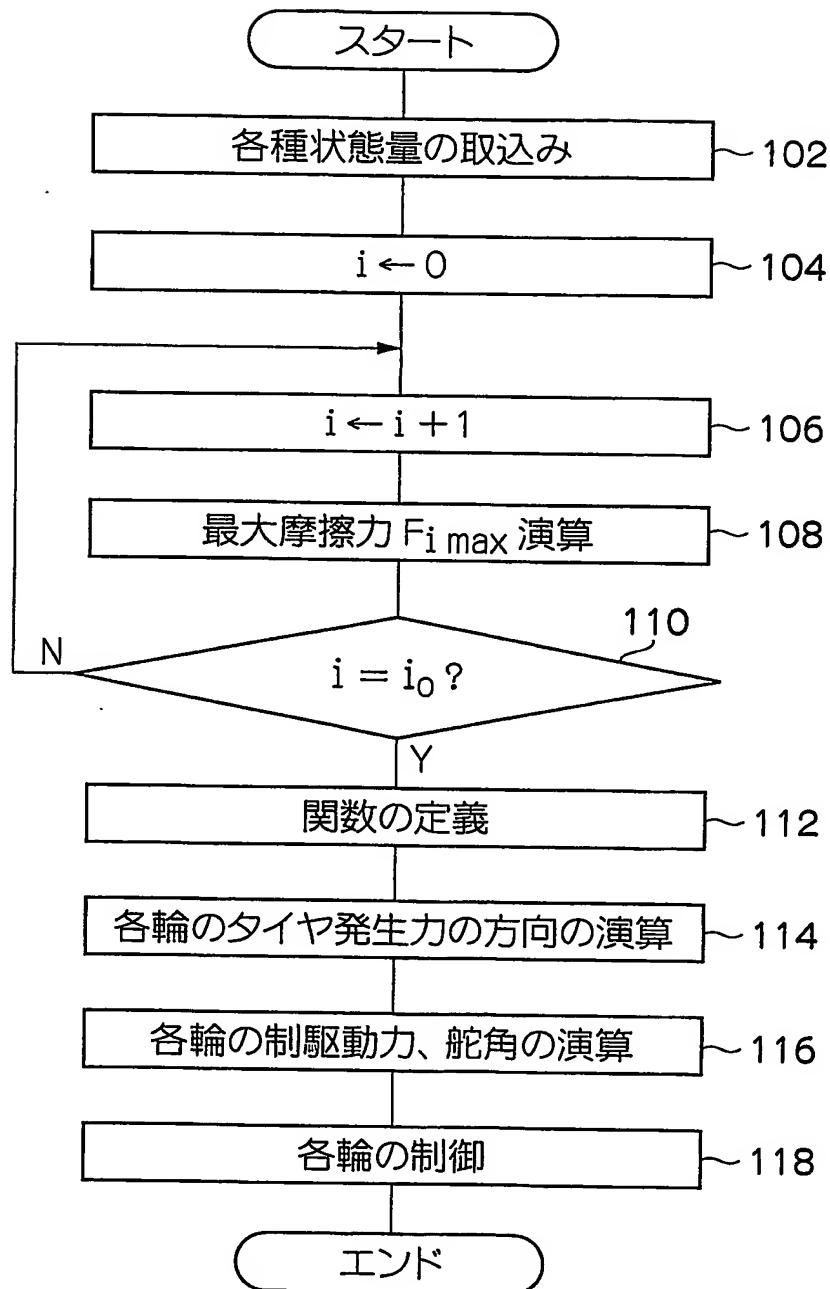


図6



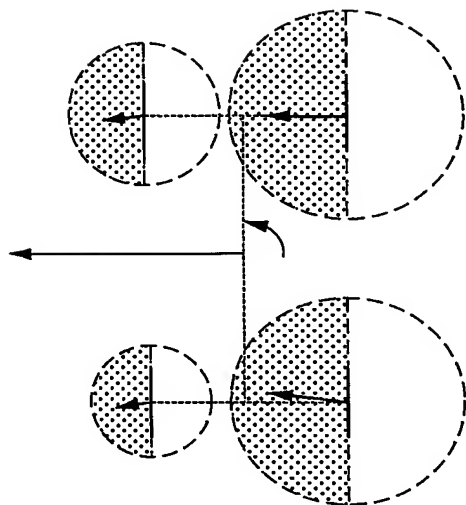


図7A

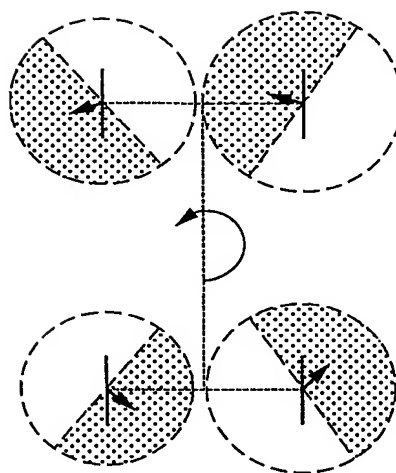


図7B

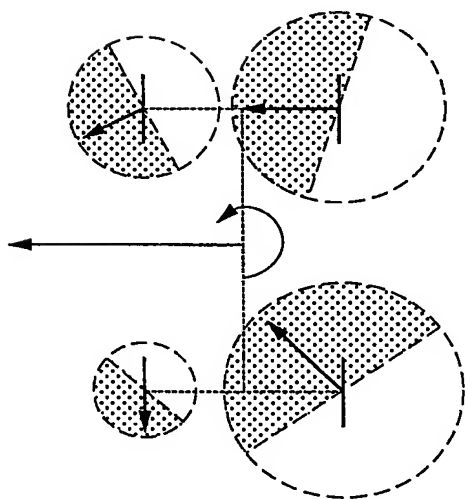


図7C

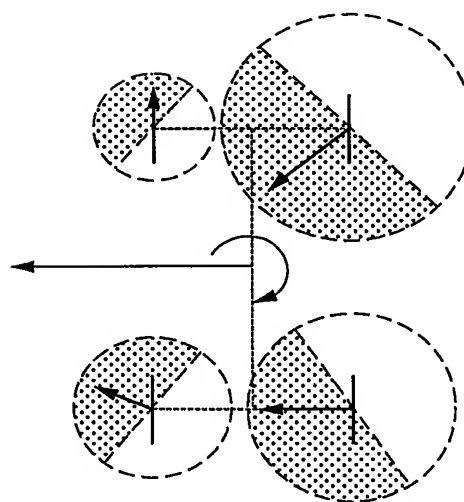


図7D

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017221

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ B60T8/58, B60T8/28, B62D6/00, B60K41/28, B60K41/00,
B62D137:00, B62D111:00, B62D101:00, B62D103:00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ B60T8/58, B60T8/28, B62D6/00, B60K41/28, B60K41/00,
B62D137:00, B62D111:00, B62D101:00, B62D103:00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2003-175749 A (Toyota Motor Corp.), 24 June, 2003 (24.06.03), Par. Nos. [0032] to [0034] (Family: none)	5 1-4
Y A	JP 6-099796 A (Toyota Motor Corp.), 12 April, 1994 (12.04.94), Par. Nos. [0006] to [0010] (Family: none)	5 2-4
A	JP 11-348753 A (Toyota Motor Corp.), 21 December, 1999 (21.12.99), & US 2001/7965 A1 & EP 949131 A2 & CA 2266793 A	1-5



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
14 February, 2005 (14.02.05)

Date of mailing of the international search report
01 March, 2005 (01.03.05)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ B60T8/58, B60T8/28, B62D6/00, B60K41/28, B60K41/00,
B62D137:00, B62D111:00, B62D101:00, B62D103:00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.⁷ B60T8/58, B60T8/28, B62D6/00, B60K41/28, B60K41/00,
B62D137:00, B62D111:00, B62D101:00, B62D103:00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2005年
日本国登録実用新案公報 1994-2005年
日本国実用新案登録公報 1996-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	JP 2003-175749 A (トヨタ自動車株式会社) 2003.06.24, [0032]- [0034] (ファミリーなし)	5 1-4
Y A	JP 6-099796 A (トヨタ自動車株式会社) 1994.04.12, [0006]-[0010] (ファミリーなし)	5 2-4
A	JP 11-348753 A (トヨタ自動車株式会社) 1999.12.21 &US 2001/7965 A1 & EP 949131 A2 & CA 2266793 A	1-5

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

14.02.2005

国際調査報告の発送日

01.3.2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

森本康正

3W

2920

電話番号 03-3581-1101 内線 3368